№ 9. Warszawa, 25 września 1934 r. Rok XII.

# TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

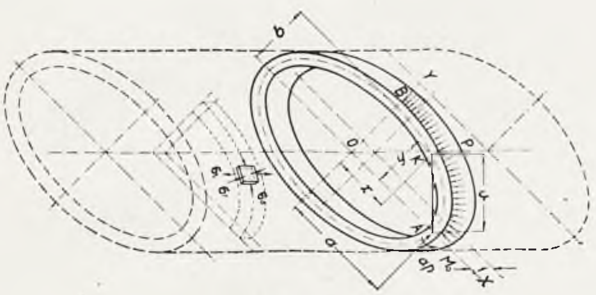
REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 2. TEL. 8-25 04.
GODZINY BIUROWE: ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

*Prof. dr. MAKSYMILJAN T. HUBER*

## OBLICZENIE WYTRZYMAŁOŚCIOWE PŁOMIENIC KOTŁÓW PAROWYCH O PRZEKROJU ELIPTYCZNYM.

I.

Przy założeniu bardzo małych odkształceń całkowitych wskutek ciśnienia pary w kotle o wielkości *p atm* doznaje każdy element warstwy środkowej ściany płomienicy (rys. 1) naprężeń głównych następujących:



Rys. 1

$1^0$) Naprężenie podłużne $\sigma_l$ o kierunku równoległym do osi podłużnej płomienicy. Jest to ciągnienie, którego wielkość określa (niezależnie od długości płomienicy) wzór przybliżony:

$$\sigma_l = p \frac{(F_0 - F_1)}{O_0 g_0 + O_1 g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)[1]$$

Tutaj oznacza:

$F_0$ — pole wewnętrzne przekroju walczaka

$F_1$ — pole zewnętrzne przekroju płomienicy

$O_0$ — obwód środkowy przekroju walczaka

$O_1$ — obwód środkowy przekroju płomienicy

$g_0$ — grubość ściany walczaka

$g$ — grubość ściany płomienicy.

$2^0$) Naprężenie obwodowe $\sigma_0$, które jest widocznie ciśnieniem, mającem wartości krańcowe na końcach obu osi elipsy przekroju, czyli

$$\sigma_0' = -p \frac{a}{g}; \quad \sigma_0'' = -p \frac{b}{g} \quad . \quad . \quad (2)$$

jeżeli $2a$ i $2b$ oznaczają odpowiednio długości obu osi. Te wartości należą, biorąc ściśle, tylko do krańcowego przypadku płomienicy bardzo długiej i na końcach nieusztywnionej.

$3^0$) Naprężenia radjalne $\sigma_r$, również ciśnienia, które jako w każdym razie mniejsze od $p$ można pominąć.

Ale największego wytężenia materjału należy oczywiście szukać na powierzchni ściany płomienicy, albowiem ciśnienie zewnętrzne spłaszcza elipsę przekroju, wywołując w każdym wydzielonym w myśli pierścieniu płomienicy największe momenty dodatnie (t. j. zwiększające krzywiznę) na końcach osi wielkiej, zaś największe momenty ujemne na końcach osi małej. Momenty te muszą mieć wartość zerową w pobliżu środków łuku każdej ćwiartki elipsy, a zatem

[1]) To obliczenie nie uwzględnia mimośrodkowości przekroju poprzecznego płomienicy względem przekroju walczaka, co musi prowadzić do nierównomiernego rozkładu naprężeń $\sigma_l$. Jednakże nawet wtedy określi wzór (1) dość dokładnie wartość $\sigma_l$ w miejscu niebezpiecznem (Ob. poniżej).

zupełnie słuszną jest wskazówka, ażeby tam umieszczać szew nitowy lub spoinę ściany płomienicy.

Przeciąwszy w myśli pierścień płomienicy o szerokości 1 *cm* w miejscu *A* na końcu osi wielkiej (rys. 1) otrzymujemy dla momentu zginającego *M* w punkcie $K_{(x,\, y)}$ wyrażenie

$$M = M_0 + p\,\frac{u^2}{2} - a\,p\,(a - x),$$

przyczem $M_0$ oznacza statycznie niewyznaczalny moment w przekroju *A*.

Uwzględniając, że

$$u^2 = y^2 + (a - x)^2; \quad \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

znajdujemy z łatwością

$$M = M_0 - \frac{1}{2}\,p\,(a^2 - b^2)\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \quad . \quad (3)$$

Wartość $M_0$ obliczymy z warunku minimum energji odkształcenia z pominięciem sił podłużnych i poprzecznych, co w tym przypadku jest najzupełniej dopuszczalne. Warunek ten przybiera zatem postać:

$$\int M \cdot \frac{d\,M}{dM_0}\,ds = O \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

przyczem $ds$ oznacza element łuku elipsy, dla którego z równania tej krzywej znajdujemy wyrażenie

$$ds = dx \sqrt{\frac{1 - \frac{a^2 - b^2}{a^2} \cdot \frac{x^2}{a^2}}{1 - \frac{x^2}{a^2}}}$$

albo po wprowadzeniu mimośrodu liczbowego

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{a^2 - b^2}}{a}$$

$$ds = dx \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2\,\frac{x^2}{a^2}}{1 - \frac{x^2}{a^2}}} \quad (5)$$

Z powodu symetrji wystarcza widocznie wykonać całkowanie w równaniu (4) na jednej ćwiartce elipsy. Mamy więc przy oznaczeniu $e^2 = a^2 - b^2$:

$$\int_o^a \left[M_0 - \frac{1}{2}\,p e^2 \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)\right] \cdot \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2\,\frac{x^2}{a^2}}{1 - \frac{x^2}{a^2}}}\,.\,dx = 0 \quad (4a)$$

Wprowadziwszy teraz nową zmienną

$$\frac{x}{a} = \sin\varphi, \qquad dx = a\,\cos\varphi\;d\,\varphi$$

otrzymujemy z (4a)

$$M_0 = \frac{1}{2}\,p\,e^2\,\frac{\int_o^{\frac{\pi}{2}} \cos^2\varphi\,\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2\varphi}\;d\,\varphi}{\int_o^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2\varphi}\;d\,\varphi} \quad (6)$$

A zatem moment $M_0$ jest funkcją modułu $\varepsilon$ całek eliptycznych

$$E' = \int_o^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2\varphi}\;d\,\varphi; \quad K = \int_o^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\,\varphi}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2\varphi}}$$

albowiem prawa strona równania (6) da się wyrazić przez te obie całki a mianowicie:

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2\varphi \sqrt{1-\varepsilon^2\sin^2\varphi}\; d\varphi = \frac{1+\varepsilon^2}{3\,\varepsilon^2} E' - \frac{1-\varepsilon^2}{3\,\varepsilon^2} K$$ [1])

A zatem

$$M_0 = \frac{1}{6} a^2 p \left[1+\varepsilon^2 - (1-\varepsilon^2)\cdot\frac{K}{E'}\right] \qquad (6a)$$

albo po podstawieniu

$$\varepsilon^2 = 1 - \frac{b^2}{a^2}$$

$$M_0 = \frac{1}{6} a^2 p \left[2 - \frac{b^2}{a^2}\left(1+\frac{K}{E'}\right)\right] \qquad (6b)$$

Wzór ten można także napisać w postaci

$$M_0 = \frac{a^2 p}{6} \cdot F\left(\frac{b}{a}\right) \qquad (6c)$$

jeżeli funkcja stosunku $\frac{b}{a}$ jest określona rów-równaniem:

$$F\left(\frac{b}{a}\right) = 2 - \frac{b^2}{a^2}\left(1+\frac{K}{E'}\right) \qquad (7)$$

Do obliczenia wartości tej funkcji dla różnych wartości argumentu $\frac{b}{a}$ można się posłużyć tablicami Legendre'a, albo wyrażeniami przybliżonemi całek $E'$ i $K$ w postaci podanej niedawno przez G. A. Grünberga z Leningradu [2]).

Wyrażenia te, dając w najniekorzystniejszym wypadku błędy wartości $E'$ i $K$ nie dochodzące 1%, prowadzą do następującej postaci spółczynnika $F\left(\frac{b}{a}\right)$:

$$F\left(\frac{b}{a}\right) = 2 - \frac{b^2}{a^2}\left[1 + \frac{1{,}571 - lg_{10}\left(\frac{b^2}{a^2}\right)}{1+0{,}5708\left(\frac{b}{a}\right)^{\frac{3}{2}} + 0{,}04\,\frac{b^2}{a^2}\left(1-\frac{b^2}{a^2}\right)}\right] \qquad (7a)$$

W granicach wartości $0{,}5 \leqslant \frac{b}{a} \leqslant 1$ wystarczających do naszego celu najzupełniej, można z błędem niedochodzącym 1,5% stosować wzór pierwszego przybliżenia:

$$F_1\left(\frac{b}{a}\right) = 3\left(1-\frac{b}{a}\right) - 0{,}8\left(1-\frac{b}{a}\right)^2 =$$

$$= 2{,}2 - 1{,}4\,\frac{b}{a} - 0{,}8\left(\frac{b}{a}\right)^2 \qquad (8)$$

Wartości obliczone w wzorów (7 a) i (8) zawiera tabliczka następująca:

| | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $\frac{b}{a}$ = | 1 | 0,9 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,5 |
| $F\left(\frac{a}{b}\right)$ = | 0 | 0,288 | 0,563 | 0,824 | 1,071 | 1,301 |
| $F_1\left(\frac{b}{a}\right)$ = | 0 | 0,292 | 0,568 | 0,828 | 1,072 | 1,300 |

Stosownie do tego napiszemy wzór (3) w postaci przybliżonej

$$M = \frac{a^2 p}{6}\left[2{,}2\left(\frac{b}{a}\right)^2 + 3\left(1-\frac{b^2}{a^2}\right)\frac{x^2}{a^2} - \left(1{,}4\,\frac{b}{a} + 0{,}8\right)\right] \quad \ldots\ldots \qquad (9)$$

ważnej dla $0{,}5 \leqslant \frac{b}{a} \leqslant 1$

P r z y k ł a d l i c z b o w y:

$2a = 73{,}3\ cm,\ 2b = 62{,}3\ cm,\ g = 1{,}3\ cm$

$$\sigma_0' = -\frac{p\,a}{g} = -28{,}2\ p\ kg/cm^2;$$

---

[1]) Wzór ten wynika z przekształcenia

$$\int \cos^2\varphi \sqrt{1-\varepsilon^2\sin^2\varphi}\; d\varphi = \frac{1}{6}\sin 2\varphi \sqrt{1-\varepsilon^2\sin^2\varphi} + \frac{1+\varepsilon}{3\,\varepsilon^2}\int\sqrt{1-\varepsilon^2\sin^2\varphi}\; d\varphi - \frac{1-\varepsilon^2}{3\,\varepsilon^2}\int\frac{d\varphi}{\sqrt{1-\varepsilon^2\sin^2\varphi}}$$

które łatwo sprawdzić przez różniczkowanie

[2]) Prikładnaja matematika i mechanika. Tom I, zesz. 1, 1933.

$$\frac{b}{a} = 0{,}850; \quad \frac{b^2}{a^2} = 0{,}6225$$

$$M = \frac{a^2 p}{6} \left| 0{,}8325 \left(\frac{x}{a}\right)^2 - 0{,}4 \right|;$$

$$M_A = 0{,}4325 \frac{a^2 p}{6} = 96{,}8 \; p \; \frac{kg \; cm}{cm}$$

$$M_B = -0{,}4 \frac{a^2 p}{6} = -\; 89{,}6 \; p \; \frac{kg \; cm}{cm};$$

$$W = \frac{1{,}3^2}{6} = 0{,}282 \; \frac{cm^3}{cm}$$

A zatem krańcowe wartości naprężeń gnących w $A$ *i* $B$ są:

$$\sigma_g^{(A)} = \frac{M_A}{W} = \pm\; 343{,}3 \; p;$$

$$\sigma_g^{(B)} = \frac{M_B}{W} = \mp\; 317{,}7 \; p.$$

Przy obliczeniu wysiłku materjału należy uwzględnić naprężenie podłużne $\sigma_l$ (wzór 1). Przyjąwszy np. promień walczaka 75 *cm* znajdujemy (przy $g_0 = g = 1{,}3 \; cm$), $O_0 = 471 \; cm$

$$\sigma_l = \frac{75^2 \pi - 36{,}65 \,.\, 31{,}15 \pi}{O_1 + O_0} \,.\, \frac{p}{1{,}3}$$

$$O_1 = \pi\,(a+b) \left| 1 + \frac{1}{4}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^2 + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{64}\left(\frac{a-b}{a+b}\right)^4 + \ldots \right| =$$

$$= \pi \; (a+b) \,.\, 1{,}19 = 253{,}7 \; cm$$

$$\sigma_l = \frac{\pi \,.\, 4483 \; p}{725 \,.\, 1{,}3} = 14{,}9 \; p.$$

Miejsca niebezpiecznego należy się spodziewać w $A$ po stronie wewnętrznej, gdzie jedno naprężenie główne $\sigma_I$ jest równe $\sigma_l$ (ciągnienie), zaś drugie $\sigma_{II}$ równa się

$$\sigma_0' + \sigma_g^{(A)} = -28{,}2 \, p - 343{,}3 \, p = -371{,}5 \, p.$$

Wysiłek materjału określi (według hipotezy energji odkształcenia postaci) wzór:

$$\sigma^2_{red} = \sigma_I^2 + \sigma_{II}^2 - \sigma_I \; \sigma_{II}$$

A zatem:

$$\sigma^2_{red} = (14{,}9 \,.\, p)^2 + (371{,}5\, p)^2 + 14{,}9 \,.\, 371{,}5 \, p^2$$

$$\sigma_{red} = 379 \; p.$$

II.

Obliczenie powyższe dałoby wyniki zbliżone do rzeczywistości tylko w przypadkach płomienic bardzo długich w stosunku do wymiarów poprzecznych. Płomienice stosowane w praktyce temu warunkowi nie dogadzają, gdyż długość ich $l$ nie dochodzi zwykle $4\,b$, t. j. dwukrotnej najmniejszej średnicy. Dzięki temu musi być rzeczywiste $\sigma_{red}$ znacznie mniejsze od obliczonego powyżej. Albowiem odkształcenie elementarnego pierścienia płomienicy nie zachodzi tylko pod wpływem samych ciśnień zewnętrznych $p$, które ten pierścień spłaszczają, ale nadto pod wpływem ciągnień $\sigma_l$ wzdłuż tworzących walca płomienicy. Te ciągnienia działając w kierunku odwrotnym muszą znosić częściowo skutek ciśnień $p$, tak, iż ugięcia i naprężenia, które zrazu rosną proporcjonalnie do $p$, przy większych wartościach $p$ wzrastają coraz wolniej. Zadanie obliczenia ugięć i naprężeń przy dowolnie wielkich wartościach $p$ jest nawet w granicach sprężystości bardzo trudne. Nie kusząc się o jego rozwiązanie ścisłe, poprzestaniemy na przybliżonem wyznaczeniu spółczynnika zmniejszającego, którym wypadnie mnożyć wyniki obliczeń podanych w części I, aby otrzymać wartości zbliżone bardziej do rzeczywistych. Niechaj $w$ oznacza rzeczywiste zwiększenie półosi **a** płomienicy krótkiej przy ciśnieniu $p$, zaś $w^1$ zwiększenie obliczone przy założeniu bardzo wielkiej długości płomienicy, to oczywiście stosunek $w : w^1 = \omega$ określi nam szukany spółczynnik zmniejszający $\omega$. Pomyślmy sobie skrawek płomienicy wycięty wzdłuż tworzącej punktu $A$. Gdyby nie było ciągnień $\sigma_l$, to skrawek ten wygiąłby się na zewnątrz podobnie jak belka o długości $l$ (płomienicy) w obu końcach podparta przy obciążeniu rozłożonem w pewien sposób na całej rozpiętości. Wygięciu temu odpowiadałaby strzałka, która w środkowym przekroju poprzecznym płomienicy miałaby wartość $f^1$. Wskutek sił rozciągających skrawek, zmniejszy się ta wartość na $f$, przyczem jak wiadomo, można z wystarczającem przybliżeniem napisać [1])

$$f = \frac{f^1}{1 + \dfrac{\sigma}{\sigma_E}}$$

[1]) Timoszenko—Huber. Kurs wytrzymałości materjałów, str. 225.

Tutaj oznacza $\sigma$ naprężenie podłużne obliczone powyżej jako $\sigma_l$ zaś $\sigma_E = \pi^2 \frac{E}{S^2}$

Eulerowską wartość tego naprężenia, przyczem kwadrat smukłości $S$:

$$S^2 = \frac{l^2}{i^2} = \frac{12\, l^2}{g^2}$$

W przypuszczeniu, że stosunek $\frac{f}{f^1}$ zbliża się do $\frac{w}{w^1}$ możemy teraz napisać:

$$\omega = \frac{w}{w^1} = \frac{1}{1 + \frac{12\, \sigma_l\, l^2}{\pi^2 E g^2}} = \sim \frac{1}{1 + 1{,}2 \frac{\sigma_l\, l^2}{E g^2}}$$

To przypuszczenie nie odpowiada ściśle rzeczywistości, ale błąd idzie w naszym przypadku raczej na korzyść pewności.

**Przykład liczbowy.**

Dla tych samych danych co w części I i długości płomiecy $l = 112$ *cm* znajdujemy

$$\omega = \frac{1}{1 + 1{,}2 \frac{14{,}9\, p \,.\, 112^2}{2 \,.\, 10^6 \,.\, 1{,}3^2}} = \frac{1}{1 + 0{,}0663\, p}$$

A zatem

$$\sigma_g{}^{(A)} = - \frac{343{,}3\ p}{1 + 0{,}0663\ p};$$

$$\sigma_{II} = \sigma_0{}' + \sigma_g{}^{(A)} = - 28{,}2\ p - \frac{343{,}3\ p}{1 + 0{,}0663\ p}$$

$$\sigma^2{}_{red} = (14{,}9\, p)^2 + \left(28{,}2 + \frac{343{,}3}{1 + 0{,}0663\, p}\right)^2 p^2 +$$

$$+ 14{,}9 \left(28{,}2 + \frac{343{,}3}{1 + 0{,}0663\, p}\right) p^2$$

Stąd

$$\sigma_{red} = 14{,}9\, p \sqrt{1 + \frac{25 + 0{,}13\, p}{1 + 0{,}066\, p} + \left(\frac{25 + 0{,}13\, p}{1 + 0{,}066\, p}\right)^2}$$

Chcąc znaleźć niebezpieczną wartość ciśnienia $p$ podstawiamy zamiast $\sigma_{red}$ wartość granicy plastyczności materjału (*gr* „płynności“) np. 1800 $kg/cm^2$ i otrzymujemy drogą kolejnych przybliżeń

$$p_{nieb} = 6{,}5\ atm$$

Tymczasem z rachunku w części I, nieuwzględniającego korzystnego działania ciągnień podłużnych, wypadło

$$p_{nieb} = \frac{1800}{394{,}5} = 4{,}6\ atm$$

Tak więc przybliżone uwzględnienie korzystnego wpływu małej długości płomienicy wskazuje na prawie $1^1/_2$-krotną pewność przy tej wartości ciśnienia, która ze zwykłego rachunku wypada już jako niebezpieczna.

III.

Zmniejszenie wysiłku materjału, jakie musi zachodzić wskutek korzystnego działania końców krótkiej płomienicy, można ocenić jeszcze w sposób następujący. Dzięki połączeniu płomienicy z jednej strony z dnem kotła narażonem głównie na rozciąganie, z drugiej zaś z bardzo sztywną ścianą sitową, można ze znacznem przybliżeniem przyjąć, iż naprężenia obwodowe $\sigma_0'$ i $\sigma_0''$ w odpowiednich punktach pierścieni elementarnych płomienicy na obu jej krańcach mają wartość bliską 0. Naprężenia te muszą oczywiście wzrastać w sposób ciągły w miarę zbliżenia się przekroju poprzecznego do środka długości płomienicy, nie osiągając oczywiście w krótkich płomienicach wartości określonych wzorami (2) t. j. $\frac{p\,a}{g}$ i $\frac{p\,b}{g}$, które odpowiadają płomienicy bardzo długiej praktycznie nie stosowanej. A ponieważ od wartości $\sigma_0'$ i $\sigma_0''$ zależą wartości momentów i odpowiadających im naprężeń gnących $\sigma_g$, przeto z wyjątkiem naprężeń podłużnych $\sigma_l$ wszystkie inne ulegają zmniejszeniu, które w rozpatrywanym powyżej przykładzie można śmiało ocenić na $50^0/_0$ w przekroju środkowym.

Stosownie do tego znajdujemy dla tego przykładu:

$$\sigma^2{}_{red} = p^2\ [14{,}9^2 + (28{,}2 + 343{,}3)^2 \,.\, 0{,}25 + + 14{,}9\ (28{,}2 + 343{,}3) \,.\, 0{,}5]$$

A stąd

$$\sigma_{red} = 193{,}5\ p$$

Przy $\sigma_{red} = 1800$ $kg/cm^2$ wypada zatem $p_{nieb} = 9{,}3$ *atn*, a więc około dwa razy więcej niżby wypadało dla płomienicy bardzo długiej.

W rzeczywistości działają obie przyczyny redukujące wysiłek materjału w środkowym przekroju poprzecznym płomienicy, t.j. korzystne działanie ciągnień $\sigma_l$, oraz sztywności połączeń płomienicy z dnem i ścianą

sitową. Dlatego ryczałtowe zmniejszenie o połowę wartości wysiłku, obliczonej według części I można uważać w warunkach naszego przykładu za najzupełniej leżące w granicach bezpieczeństwa.

Jeszcze jeden argument na uzasadnienie proponowanego ryczałtowego zmniejszenia wysiłku wynika z rozważania zagadnienia pokrewnego, a mianowicie z obliczenia wartości krytycznej ciśnienia pary dla płomienicy okrągłej, t. j. wartości powyżej której zajdzie zaklęśnięcie płomienicy. Odnośne zadanie zostało rozwiązane już dawno przez Lévy'ego i Boussinesq'a [1]) w przypadku rury bardzo długiej bez usztywnień końcowych, a w nowszych czasach przez Southwell'a i Mises'a w przypadku dowolnej długości rury o końcach usztywnionych.

Nie przytaczając odnośnych rachunków wielce złożonych, zaznaczę tylko, że w warunkach najbardziej zbliżonych do naszej płomienicy eliptycznej, wypada teoretyczna wartość $p_{kr}$ przynajmniej 4 razy większa od wartości odpowiadającej rurze bardzo długiej w porównaniu do jej średnicy.

Nakoniec wypada zaznaczyć, że oceniony powyżej spółczynnik zmniejszający wysiłek materjału w krótkich płomienicach eliptycznych możnaby ustalić dokładniej przez badania doświadczalne. Dla zmniejszenia kosztów wystarczyłoby sporządzić niewielki model płomienicy zamknięty obustronnie dnami i mierzyć odkształcenia wypompowując powietrze z wewnątrz, co oczywiście byłoby praktycznie równoważnem z obciążeniem zwykłej płomienicy zewnętrznem ciśnieniem pary o stosownie dobranej wielkości. Takie badanie dałoby się wykonać w Laboratorjach Wytrzymałościowych Politechniki Warszawskiej.

*Inż. EUGENJUSZ WOLNIEWICZ* i *Inż. ADAM EMIL SIERZPUTOWSKI.*

# O NOWOCZESNYCH SPOSOBACH POMIARU TEMPERATURY.

(Por. *Technika Cieplna*, str. 128, 1934 r.).

### 6. Termoelementy.

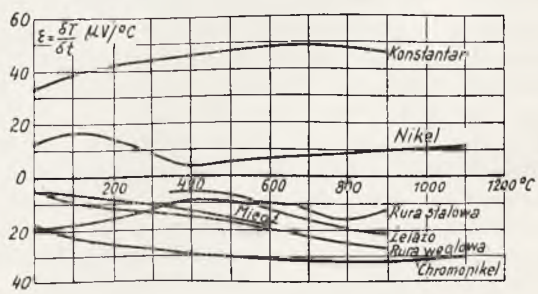
D. Druty termopary.

Wybór drutów termopary zależy przedewszystkiem od ich przeznaczenia. Uwzględniamy przy tem następujące czynniki: 1) możliwie duża *SEM*, 2) ciągły wzrost *SEM* z temperaturą, 3) niezmienność przy długotrwałem nagrzaniu, jaknajmniejsze spalanie się, długotrwałość, 4) cena, 5) wymienność.

Warunek pierwszy jest zrozumiały, bowiem przy większej *SEM* można używać tańszych galwanometrów i pomiar jest dokładniejszy.

Drugi warunek jest nieodzowny ze względu na wskazania galwanometru i musi być uwzględniony, istnieją bowiem termopary (szczególnie stopy kobaltu), przy których występują punkty neutralne, gdzie w małych obszarach temperatur *SEM* się wcale nie zmienia, potem ze wzrostem temperatury nawet spada. Rys. 31 wskazuje przebieg przyrostu *SEM* z temperaturą dla różnych materjałów w odniesieniu do platyny. Dla żadnego materjału *dE/dt* nie jest stałe — *SEM* nie rośnie więc po linji prostej z temperaturą. Charakterystyczne są punkty przełomowe krzywych dla żelaza, niklu i stali.

Trzeci warunek jest dla przemysłowych pomiarów najważniejszy. Jest on w całości spełniony tylko wówczas, jeśli się używa termopary daleko poniżej granicy temperatur




Rys. 30

Zmiana przyrostu *SEM* z temperaturą dla różnych materjałów w odniesieniu do platyny.

w jakich ona może pracować. Długotrwałość termopar zależy od odpowiedniej ochrony drutów przez szczelne na gaz rury ochronne, mniej od właściwego spalania lub przy niektórych termolementach (głównie irydowych) od sublimowania drutów termopary.

Czwarty warunek ma znaczenie w przemyśle i ze względu na koszta inwestycji

[1]) Por. np. M. T. Huber. — Wzór wytrzymałościowy dla rur narażonych na ciśnienie zewnętrzne. *Przegląd Techniczny* 1926.

i na możliwość kradzieży, jeśli chodzi o metale szlachetne.

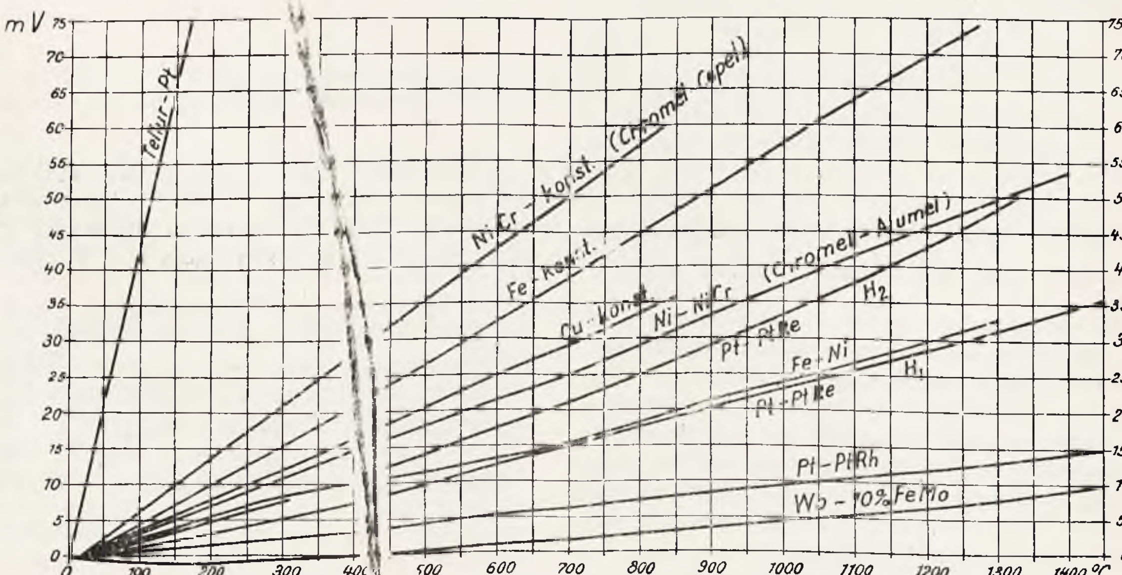
Piąty warunek jest także ważny w przemyśle. Wszystkie termoelementy zużywają się po pewnym czasie i muszą być zastąpione nowemi. Z tem zaś jest związana zawsze kwestja przewzorcowywania galwanometru. Wprawdzie technika stopów jest już w możności przygotowywać materjały z różnych szarż z dokładnością w granicach tolerancji 6 — 10° C, jednakże lepiej jest w tym celu, jeśli się pragnie uniknąć każdorazowego przewzorcowywania galwanometru, nabywać odrazu większy zapas materjału na termopary z tego samego wytopu.

W następującej tablicy uszeregowane są najczęściej spotykane metale na termopary według wywiązywanych *SEM* w odniesieniu od platyny w *mV*/100 °C. *SEM* zależy w dużym stopniu od czystości metalu lub w stopach od ich składu chemicznego. By odpowiedzieć warunkom wymaganym przez praktykę skład stopów musi być niejednokrotnie pewnym do kilku setnych procentu. Największe *SEM* otrzymamy oczywiście zestawiając z sobę najbardziej skrajne metale w tym szeregu, a więc bizmut-tellur lub krzem. *SEM* takich termopar dochodzi do 60 *mV*/100 °C. i jest około 10 razy większa od pozostałych termopar, dających dużą *SEM*. Niestety, ani bizmut ani tellur nie dają się wytwarzać w formie drutów i posiadają pozatem duży opór, tak że ich zastosowanie musi się ograniczyć tylko do pomiaru energji promieniowania w pirometrych optycznych (przy ogrzewaniu poniżej 100 °C).

### Uszeregowanie termoelementów.

W odniesieniu do platyny. W *mV*/100°C.

| METAL | *SEM* |
|---|---|
| Bizmut równolegle do osi | — 7,7 |
| „ prostopadle do osi | — 5,0 |
| Konstantan | — 3,47 ÷ 3,04 |
| Kobalt | — 1,99 ÷ 1,52 |
| Nikiel | — 1,94 ÷ 1,20 |
| Palladium | — 0,28 |
| Platyna | + 0,0 |
| Węgiel | + 0,25 ÷ + 0,30 |
| Aluminjum | + 0,37 ÷ + 0,41 |
| Wolfram | + 0,65 ÷ + 0,90 |
| Rhod | + 0,65 |
| Srebro | + 0,67 ÷ + 0,79 |
| Miedź | + 0,72 ÷ + 0,77 |
| Manganin | + 0,57 ÷ + 0,82 |
| Irydium | + 0,65 ÷ + 0,68 |
| Złoto | + 0,56 ÷ + 0,80 |
| Molibden | + 1,16 ÷ + 1,31 |
| Żelazo | + 1,87 ÷ + 1,89 |
| Chromnikiel | + 2,20 |
| Antymon | + 4,7 ÷ + 4,86 |
| Krzem | + 44,8 |
| Tellur | + 50,0 |




Rys. 31
Charakterystyki termoelementów.

Rys. 31 ilustruje przebieg charakterystyk termoelementów najczęściej spotykanych. Termopary pokazane zostały wywzorcowane dla temperatury zimnych spojeń 20 °C — stąd przecinają one oś temperatur nie w środku układu spółrzędnych lecz przy 20 °C.

Zależnie od materjału użytego na druty rozróżniamy termoelementy szlachetne i nieszlachetne. Do pierwszych zalicza się metale z grupy platyny (Pt, Rh, Ir, Pallad, Ruthenium), czasem złoto i srebro. W nazwie „termoelementy szlachetne i nieszlachetne" kryje się

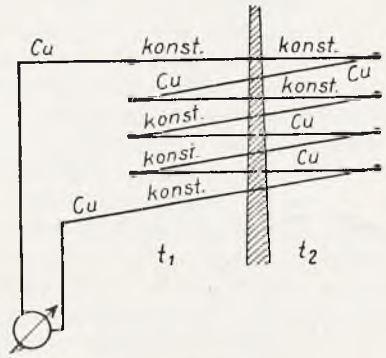
więcej wzgląd na cenę materjału niż odporność na temperatury i korozję. Największe techniczne znaczenie mają następujące grupy:

*Cu*—konstantan, *Ag* — konstantan, Manganin — konstantan (Chromel—Copel) do temp. 600 °C
*NiCr*—konstantan (najwięk. *SEM*) „ 700 °C
*Fe* — konstantan . . . . „ 700 °C
*Ni* — *NiCr* (Chromel — Alumel) „ 1200 °C
*Pt* — *PtRh* . . . . . „ 1300 °C
*IrRh* — *Ir*Ruthenium, *Ir* — *RhIr* „ 2000 °C

Niektóre z temopar mogą być używane tylko w atmosferze redukującej lub obojętnej. Największe znaczenie posiada dla niskich temperatur żelazo — konstantan oraz nikiel—nikielchrom, a dla wyższych *Pt* — *PtRh*.

By móc używać tego samego galwanometru dla termopary *Pt* — *PtRh* oraz innych termopar dla niższych temperatur, zostały stworzone stopy, które dają taką samą *SEM* jak *Pt* — *PtRh*. Są to stopy niklu z chromem, które mogą być używane do 1000 °C oraz niklu z miedzią do 400 °C (przewody kompensacyjne).

Najodpowiedniejszym obszarem temperatur dla termoelementów jest 300 — 1200 °C wzgl. krótko do 1600 °C przyczem w tym górnym zakresie wypierane są one przez pirometry optyczne. Przy niższych temperaturach wywiązywane *SEM* są za małe dla poruszania silnych przemysłowych galwanometrów. W połączeniu z odpowiedniemi galwanometrami używane bywają termoelementy i w niższych temperaturach, tam gdzie odgrywają rolę ich zalety w stosunku do termometru oporowego,




Rys. 32
Szeregowo włączone cztery termoelementy dla pomiaru różnicy temperatur.

a więc małe rozmiary, mała bezwładność, brak źródła energji promienistej. Tam gdzie *SEM* jest za mała stosuje się szeregowe połączenie kilku elementów. Rys. 32 przedstawia takie szeregowe połączenie w szczególnem zastosowaniu do pomiaru różnicy temperatur dwuch miejsc, np. wnętrza i zewnętrzego otoczenia przewodu parowego dla kontroli strat ciepła.

*(D. c. n.).*

# KRONIKA TECHNICZNA

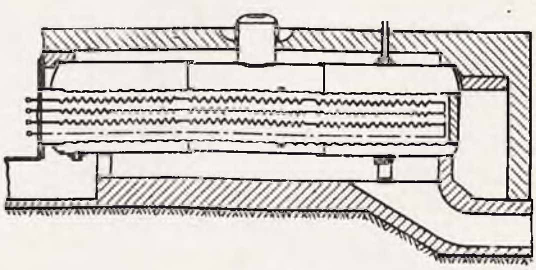
*Ig. Gr.*

## Wyniki próby zastosowania prądu elektrycznego do wytwarzania pary w kotle płomienicowym.

Do wytwarzania pary w kotle płomienicowym użyto prąd elektryczny trzyfazowy 500 *woltów* i 50 okresach na sek. Kocioł znajdował się we wspólnem obmurzu z dwoma sąsiedniemi kotłami i miał następujące wymiary: długość walczaka — 7600 *mm*, średnica—1700; rura płomienicowa o średnicy—1000 *mm*. Powierzchnia ogrzewalna po stronie ogniowej — 26,3 $m^2$ wobec całej powierzchni kotła — 54,9 $m^2$, ciśnienie robocze 10 *atn*. Rys. 1 uwidacznia urządzenie elektryczne.

Za powierzchnię ogrzewalną (po stronie ogniowej) służyła tylko wewnętrzna powierzchnia rury płomienicowej, gdyż wylot tej rury został zamurowany — obydwa więc ciągi zostały odłączone; przednią część rury płomienicowej, przez którą wprowadzono przewody do grzejników, zamknięto pokrywą z podwójnych blach dla uniknięcia strat ciepła — nie założono jednak żadnej izolacji i niestarano się o uszczelnienie obmurza.

W rurze płomienicowej umieszczono na żelaznej ramie grzejniki z drutu chromoniklowego o grubości 3 *mm.*, zwinięte w spirale, łącząc je u tylnej ściany w gwiazdę, skąd zerowym przewodem odprowadzono prąd poprzez pokrywę w czołowej ścianie kotła. Dopływ prądu można było dowolnie regulować. Temperatura grzejników wynosiła około 800° C. Instalacja



Rys. 1

pracuje od dłuższego czasu przy zmianie grzejników co trzy lata.

Otrzymano następujące wyniki.

Przy temperaturze wody zasilającej, mierzonej u wlotu, — 11° C., ciśnieniu roboczem — 6,5 *atn* otrzymano — 550 *kg* pary na godzinę; odparowalność na $m^2$ powierzchni ogrzewalnej wyniosła — 10 *kg* na godzinę; na kilowatgodzinę — 1,273 *kg* pary, (a po przeliczeniu na parę 630 *kcal/kg* — 1,294 *kg*).

Temperatura w kotłowni wynosiła 22° C., temperatura pokrywy, zamykającej rurę płomienicową 60° C. Ogólna strata na promieniowanie przez pokrywę i zamknięcie rury płomienicowej, stanowiących razem powierzchnię o 4,5 $m^2$, dała ok. 2.560 *kcal.* na godzinę. Stosując izolację dla pokrywy i wylotu rury płomienicowej możnaby podwyższyć sprawność o 0,5%.

| Bilans ciepła | *kcal* | % |
|---|---|---|
| Na jedną kilowattgodzinę przekazano cieplny | 860 | 100 |
| Ciepło, wykorzystane dla produkcji pary | 826,25 | 96,1 |
| Staty przez promieniowanie | | |
| a) od ściany czołowej | 5,93 | 0,68 |
| b) przez obmurze | 27,82 | 3,22 |

Otrzymana wydajność kotła — 10 *kg* na $m^2$ i godzinę wynosi zaledwie około $^1/_3$ wydajności kotła przy zastosowaniu węgla jako paliwa. Sprawność równa się 96,1 %, co wobec małego kosztu urządzenia jest rezultatem niewiele gorszym, niż w kotłach zwykłych, ogrzewanych elektrycznością.

Urządzenie tego rodzaju powinno znaleźć zastosowanie w siłowniach węglowych lub wodnych tam, gdzie to kalkulacyjnie będzie przedstawiało się korzystniej w porównaniu do paliwa stałego, oraz tam, gdzie za pewną ilość energji elektrycznej należy zapłacić, a wykorzystać jej nie można dla zwykłych celów oświetlenia i napędu. Ze względu na prostotę—urządzenie to można bez wielkich wysiłków i kosztów usunąć, a palenisko przywrócić do pierwotnego stanu.

---

*Ig. Gr.*

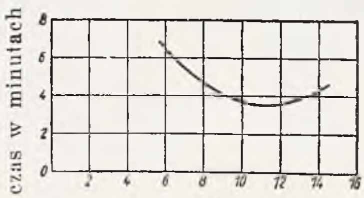
## Czyszczenie kotłów parowych strumieniem piasku.

Metoda czyszczenia kotłów parowych strumieniem piasku pod ciśnieniem nie znalazła dotąd dużego zastosowania z obawy o uszkodzenie blach kotłowych. W celu zbadania tego zagadnienia poddano blachę żelazną kotłową o grubości 5 *mm* na długości 120 *mm* działaniu strumienia piasku w ciągu 40 minut. Próba wykazała zmniejszenie grubości zaledwie o pół *mm*, powierzchnia blachy pozostała jednak równą. Według obliczeń trzebaby zastosować 5000 uderzeń (bombardowań), w czasie krótszym niż jedna sekunda, każde na czystą powierzchnię blachy, by grubość jej zmniejszyła się o 1 *mm*. Blachy miedziane o tychże wymiarach, badane w identycznych warunkach, dały inne rezultaty. Po sześciu minutach pracy strumienia piasku blacha wygięła się do wewnątrz. Podobne objawy otrzymano przy badaniu rur miedzianych i mosiężnych; i w tych wypadkach otrzymano nieznaczne wygięcie blachy wgłąb rury. Natomiast zwykła płomieniówka żelazna, poddawana próbie w ciągu tegoż okresu czasu, co i blacha żelazna, nie wykazała żadnej deformacji, lecz tylko nieznaczne zużycie. Blachy żelazne cienkie 1 *mm* zachowały się analogicznie, jak mosiężne i miedziane, ulegając zniekształceniu.

Czas, potrzebny do przebicia blachy, zależy od odległości dyszy od blachy. Przy próbach z piaskiem reńskim przy użyciu dyszy o prześwicie 8 *mm* i ciśnieniu 3 *atn* otrzymano następujące liczby dla czasu do przebicia blachy.

| piasek | czas w minutach: grubo-ziarnisty | drobno-ziarnisty | średnio-ziarnisty |
|---|---|---|---|
| Odległość — 25 *cm* | 5 | 4 | 3,5 |
| „ — 50 *cm* | 25 | 17 | 13 |

Przy następnych próbach zmieniono przekrój dyszy, rezultaty przy użyciu piasku o średniej grubości ziaren ilustruje — rys. 1.




Średnica dyszy w *mm*

Rys. 1

Tworzący się podczas pracy pył piaskowy wyciąga od strony ogniowej — komin, natomiast po stronie wodnej należy go usuwać przez działanie ebshaustora. Robotnik musi pracować w masce ochronnej. W wielu wypadkach wystarcza hełm bez dopływu świeżego powietrza jednak z filtrem wilgotnym, oczyszczającym powietrze do oddychania. Chełm z dopływem powietrza jest więcej wskazany. Według twierdzenia firm, zajmujących się oczyszczaniem kotłów, metoda ta kalkuluje się taniej od innych.

---

## Wirujący podgrzewacz wody [1]).

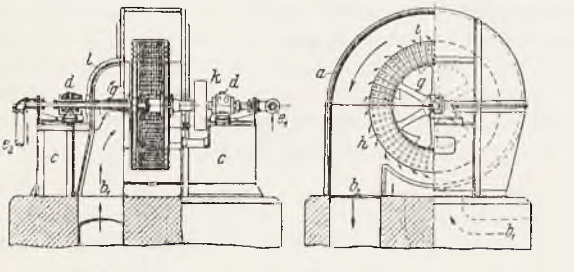
Pierwszy podgrzewacz wirujący, zbudowany w fabryce maszyn Simmon w Wiedniu, został zainstalowany w jednej z papierni w Niemczech w r. 1927 (rys. 1).

Do przewierconego wału przymocowane są dwa koła staliwne, którego ramiona służą jako komory wodne, do których wchodzi woda zasilająca przez wydrążony wał i ramiona. Oba koła są połączone grubościennemi rurami miedzianemi, które posiadają hydraulicznie wprasowane żebra z blachy stalowej. Rury te są rozwalcowane w ścianach obu kół, a po drugiej stronie ścian sitowych dane są korki zamykające. Na

[1]) *Archiv für Wärmewirtschaft* Nr 2, r. 1934.

obu końcach przewierconego wału znajdują się umocowane na kołnierze wymienne czopy, smarowane systemem Bosch'a. Gazy spalinowe, zassane do środka przez wirnik, dostają się poprzez żebra rur do osłony i odprowadzane są króćcem wylotowym do kanału dymowego. Chociaż duże szybkości, z jakiemi się obraca powierzchnia ogrzewalna podgrzewacza, nie pozwalają na osadzanie się sadzy i popiołu na rurkach, umożliwione jest jednak czyszczenie powierzchni ogrzewalnej podczas ruchu zapomocą dmuchawek. Para wytworzona w rurkach podgrzewacza zostaje ruchem wirującym oddzielona od wody i odprowadzona do przewodu zasilającego kocioł, nie wywołując przepalania rurek.

Tego rodzaju podgrzewacz oprócz dużego spółczynnika przejścia ciepła, umożliwia zainstalowanie podgrzewacza zupełnie niezależnie od istniejącego ciągu i posiadanego miejsca w kotłowni.



Rys. 1.

Przekrój wirującego podgrzewacza.

*a*—osłona, $b_1$—wejście spalin, $b_2$—wyjście spalin. *c*—podstawa łożysk, *d*—łożyska, $e_1$—wlot wody, $e_2$—wylot wody, *f*—wał przewiercony, *g*—koło wirujące, *h*—wieniec, *i*—rury miedziane, *k*—koło pasowe, *l*—izolacja.

Zainstalowanie takiego podgrzewacza zdecydowała ta okoliczność, że w kotłowni brak b ło miejsca na ustawienie podgrzewacza innego rodzaju i komin nie wytwarzał potrzebnego ciągu. Instalacja kotłowa składała się z dwuch kotłów Tischbeina, każdy o powierzchni ogrzewalnej 220 $m^2$ i ciśnieniu 12 *atn,* oraz jednego kotła Babcock-Wilcox o 168 $m^2$ pow. ogrzewalnej i 12 *atn.* Ze względu na rozmieszczenie kominów (dla trzech kotłów były dwa kominy) można było do podgrzewania wody zasilającej wykorzystać gazy wylotowe tylko dwuch kotłów. Pomimo to podgrzewacz wirujący dostarczył wody zasilającej dla wszystkich trzech kotów o średniem ogrzaniu 52,3° C, a odparowanie wynosiło 6,7 *kg/kg.*

Fabryka budująca przed oddaniem podgrzewacza do ruchu przeprowadziła 25 badań, które wykazały, że zainstalowanie tego rodzaju podgrzewacza daje 14,4 % oszczędności na węglu. Firma instalująca gwarantowała 10 % oszczędności na węglu i mimo niekorzystnych warunków ruchowych (wykorzystano tylko spaliny z dwuch kotłów) gwarancja była nawet przekroczona in plus. Dla 6 *t/godz* wody zasilającej, temperatury spalin 290° C, 9 do 10 % zawartości $CO_2$ i 800 *kg/godz* spalanego węgla o wartości opałowej dolnej 6500 *Kal/kg,* gwarantowane było ogrzanie wody zasilającej z 80 na 140° C. Odpowiada to odbiorowi ciepła 6000 . 60=360.000 *Kal/godz,* gdy tymczasem podczas pomiarów osiągnięto 8300 . 53,2 = 440000 *Kal/godz,* chociaż temperatura spalin była niższa i co najważniejsze, ilość spalin w porównaniu do ilości wody zasilającej była znacznie mniejsza.

Zachowanie się podgrzewacza w ruchu było bez zarzutu i wydajność jego pozostała niezmieniona, gdyż powierzchnia ogrzewalna (żeberka) nie zanieczyszczała się. Woda zasilająca miała połowę kondensatu i połowę nieoczyszczonej wody surowej o twardości 15° niemieckich. Podczas oczyszczania rur podgrzewacza stwierdzono tylko miękki osad szlamu. W samych kotłach przeciwko osadzaniu się kamienia stosowany był sposób elektryczny, który nie ma żadnego wpływu na podgrzewacz. Każda rura jest łatwo dostępna i oczyszczanie rur ze szlamu daje się przeprowadzić bez żadnych trudności.

Podgrzewacz wirujący robi 390 *obr/min* i jest napędzany motorem elektrycznym o mocy 8 *kW;* zużycie siły podczas normalnego ruchu wynosiło srednio 8 *KM.*

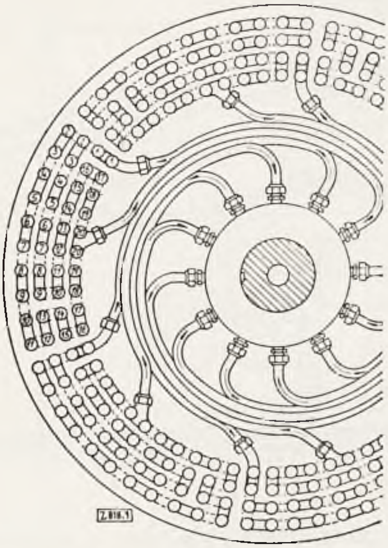
Konstrukcja podgrzewaczy wirujących była w następnych latach ulepszana i dotychczas zainstalowano tego rodzaju podgrzewacze w przeszło stu instalacjach kotłowych W Nr 30 V. D. I. str. 914 r. b. podane są spostrzeżenia zachowania się podgrzewaczy wirujących w ruchu.

W jednej z kotłowni huty w Düsseldorfie składającej się z trzech kotłów wodnorurkowych, zbudowanych w r. 1912 (każdy o powierzchni ogrzewalnej 200 $m^2$, pow. rusztu mechanicznego 6,3 $m^2$ i ciśnieniu 12 *atn*) zainstalowano na miejsce istniejącego podgrzewacza wody o rurkach gładkich, podgrzewacz wirujący. W pierwszym roku podgrzewacz ten pracował 7860 godzin, równą ilości godzin pracy kotłów.

Końcowe czopy przewierconego wału, które tworzą zamknięcia dla doprowadzenia i odprowadzenia wody, zużywały się równomiernie. Konstrukcja podgrzewacza umożliwia zapomocą śrub i klinów, przesuwanie czopów w kierunku poziomym i pionowym i w ten sposób dają się wyrównać wszelkie odchylenia. Dla temperatur wody na wejściu 50 ÷ 70° C i na wyjściu 140 ÷ 190° C szczelność czopów po stronie wlotu była zachowana w czasie 5500 *godz* ruchu, po stronie wylotu w czasie 2800 *godz* ruchu. Oliwa do smarowania czopów doprowadzana jest pod ciśnieniem. Podgrzewacz pracuje pod ciśnieniem 13 *atn* i nie stwierdzono podczas czyszczenia kotła po 12800 *godz* pracy najmniejszego nawet śladu oliwy w kotle.

Na rys. 2 uwidocznione jest połączenie rur w grupy, jednego z ostatnio wykonanych tego rodzaju podgrzewaczy. Woda po przejściu wydrążonego wału rozdzielona jest na 6 strumieni symetrycznych do wału. Gwarantuje to równomierny bieg i jednakowe podgrzewanie we wszystkich grupach rur. Ilość obrotów podgrzewacza wynosi 265 — 300 *obr/min.* W pierwszym roku pracy rurki podgrzewacza były oczyszczane 3 razy zapomocą szczotek. Powierzchnia ogrzewalna (żeberka) była codziennie czyszczona dmuchawkami parowemi. Chociaż wirnik z rurkami nie posiada żadnych specjalnych łopatek, ciąg za kotłami na wejściu do podgrzewacza wynosił 28 *mm* sł. wody podczas pełnego obciążenia, przy zawartości 12 % $CO_2$ w spalinach. Zapotrzebowanie mocy wynosiło 19 ÷ 21 *KM,* czas rozruchu 8 *minut.*

Spalając orzech IV normalna wydajność z 1 $m^2$ oczyszczonego kotła z podgrzewaczem zwykłym o rurkach gładkich wynosiła 25 ÷ 28 *kg*/$m^2$ i *godz.* Zainstalowanie podgrzewacza wirującego umożliwiło spalanie



Rys. 2.
Schemat podgrzewacza wirującego od strony wypływu wody. Liczby 1 do 20 oznaczają kolejność rur jednej grupy, w jakiej przepływa woda.

tańszego, drobnego węgla i normalne odparowanie wynosiło 24, *max* 30 ÷ 32 *kg*/$m^2$ i *godz*, przyczem zużywanie rusztu znacznie się zmniejszyło.

Główna jednak korzyść instalowania podgrzewacza wirującego wynika z możności spalania drobnego tańszego węgla zamiast drogiego orzecha. Dla instalacji kotłowej o miesięcznej wydajności pary ~ 7000 t. koszt zainstalowania podgrzewacza wirującego można było zamortyzować oszczędnością na węglu w przeciągu 10 — 12 miesięcy pracy.

O nowych wynikach ruchowych podaje dr. Adolf Rasch, Kladno [1]). Wyniki te osiągnięto na dwuch podgrzewaczach wirujących, z których każdy wyzyskuje ciepło spalin dwuch kotłów wodnorurkowych o 250 $m^2$ powierzchni ogrzewalnej każdy i 7,6 $m^2$ powierzchni rusztu. Podgrzewacz (I) jest w ruchu od lipca 1929 r., (II) od grudnia 1931 r. Wielkości charakterystyczne tych podgrzewaczy zestawione są w tablicy 1, a najważniejsze wyniki z ruchu podaje tablica 2. Ostatnio przeprowadzono badania podgrzewacza wirującego kotła opalanego pyłem węglowym, które wykazały 18 % oszczędności na paliwie.

TABLICA 1

| PODGRZEWACZ | | I | II |
|---|---|---|---|
| Powierzchnia ogrzew. . | $m^2$ | 490 | 560 |
| Wewnętrzna powierzchnia miedzianych rur | $m^2$ | 27 | 25,9 |
| Wydajność wody zasilającej . . . . . . . | *t/godz.* | 8 | 9,1 |
| Średnia szybkość przepływu wody . . . . | *m/s* | 0,4 | 0,36 — 0,4 |
| Liczba obrotów podgrzewacza . . . . . . | *obr/min* | 220 | 280 |
| Zapotrzebowanie mocy . | *KM* | 14,8 | 15,0 |

TABLICA 2.

| Całkowita pow. ogrzew. dwuch kotłów 500 $m^2$, całkowita powierzchnia rusztu 15,2 $m^2$ | | z podgrzewaczem II | bez podgrzewacza II | z podgrzewaczem I i II | bez podgrzewacza I i II |
|---|---|---|---|---|---|
| Czas pomiaru . . . . . | *godz.* | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Paliwo . . . . . | | miał węglowy | | węgiel brunatny | |
| Wartość opałowa . . . | *Kal/kg* | 4662 | 4614 | 3510 | 3488 |
| Zużycie węgla na kocioł . . . | *kg/godz.* | 1054 | 1171 | 1073 | 1028 |
| Zużycie węgla na $m^2$ pow. rusztu . . | *kg/godz.* | 138 | 154 | 141 | 135 |
| Ilość wody zasilającej na kocioł . . | *kg/godz.* | 4627 | 6037 | 3664 | 4222 |
| Ilość wody zasilającej na $m^2$ pow. ogrzewalnej . | *kg/godz.* | 18,5 | 24,1 | 14,7 | 16,9 |
| Temper. wody zasilającej przed podgrzewaczem | $^0C$ | 41 | 48 | 43 | 45 |
| Temperatura wody zasilającej za podgrzewaczem | $^0C$ | — | 126 | — | 125 |
| Ciśnienie pary . . . . | *atn* | 11,9 | 12,7 | 11,5 | 11,3 |
| Temperatura pary . . . . | $^0C$ | 328 | 311 | 327 | 310 |
| Odparowanie . . . . . | *kg/kg* | 4,39 | 5,16 | 3,42 | 4,11 |
| Ciepło wykorzystane z 1 *kg* paliwa . . | *Kal/kg* | 3078 | 3537 | 2392 | 2830 |
| Sprawność kotłów . . . . | % | 66,1 | 76,6 | 68,1 | 81,1 |
| Ciepło potrzebne do wytworzenia 1 *kg* pary . | *Kal/kg* | 70',3 | 685,4 | 699,2 | 688,6 |
| Oszczędnosć na paliwie odniesiona do równej wartości opałowej i jednakowej ilości ciepła potrzebnego do wytworzenia 1 *kg* pary . | % | — | 16 | — | 19 |

## Ekonomiczne małe kotły [1]).

Postęp, jaki osiągnięto w czasach powojennych w budowie dużych kotłów i w budowie palenisk, a który pociągnął za sobą dość znaczne zmniejszenie kosztów zakładowych i eksploatacji, dopiero stosunkowo później dał się zauważyć w budowie małych kotłów. Małe, ekonomiczne kotły i stosunkowo tanie pojawiły się na rynku dopiero w ostatnich latach.

Do kategorji kotłów małych może być zaliczony również kocioł typu holenderskiego [2]). Często stosowany przy tym kotle ruszt Doby-Stocker daje dobre i bezdymne spalanie, umożliwiając używanie różnych paliw. Zamiast najczęściej spalanych na rusztach płaskich węgli tłustych i węgli o dużej zawartości gazów (orzech I do III), na rusztach Doby-Stocker można spalać również orzech drobniejszy i drobny płukany węgiel. Natomiast dla węgli o dużej zawartości popiołu (ponad 10%), jak i dla węgli ubogich w gazy, ruszt ten już w mniejszym stopniu może mieć zastosowanie.

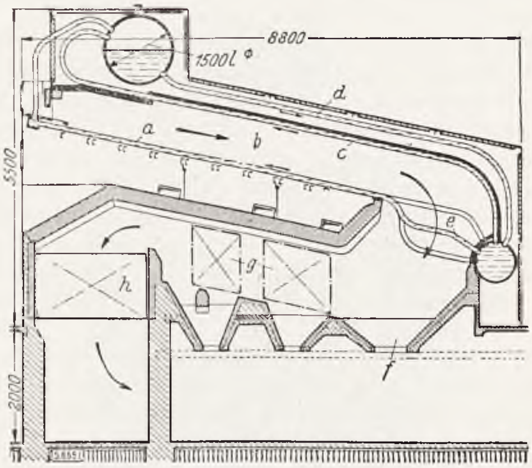
Zupełnie nowym i odrębnym kotłem dla małych instalacyj jest kocioł opromieniowany Graafena (rys. 1). Jest to kocioł wodnorurkowy w konstrukcji swej bardzo podobny do kotła płomienicowego, posiada on bowiem bardzo niską długą komorę paleniskową.

Węgiel jest spalany na ruszcie, którego rusztowiny chłodzone są rurami kotła, a nie jak zwykle, doprowadzanem do spalania powietrzem. Każda rusztowina znajduje się między dwiema rurami i posiada noski, umożliwiające ich przesuwanie. Rusztowiny są na wózku i ruch ich wprzód i wtył posuwa stopniowo węgiel do tyłu.

Spaliny prowadzone są równolegle do rusztu, oddając ciepło przez promieniowanie powierzchni ogrzewalnej ułożonej wokoło komory paleniskowej. Przegrzewacz pary i podgrzewacz wody znajdują się w kanale pod rusztem.

Nowy ten kocioł łączy w sobie wszystkie zalety kotła wodnorurkowego (duże odparowanie z $m^2$ pow. ogrzew., dużą elastyczność, wysoką sprawność i małe zapotrzebowanie miejsca), oraz korzyści kotła płomienicowego (oddawanie ciepła przez promieniowanie, prosta i tania budowa, małe zanieczyszczanie sadzą i popiołem wskutek równoległego do powierzchni ogrzewalnej prowadzenia spalin). Do tych zalet kotła Graafena dochodzą jeszcze następujące: ruszt chłodzony umożliwia spalanie niepłukanych węgli o dużej zawartości popiołu (w kilku instalacjach spalany jest węgiel posiadający ~ 40% popiołu); koszta ruchome są niskie, ponieważ prawie niema obmurza ogniotrwałego i przepalanie rusztowin wobec chłodzenia jest małe; straty promieniowania są minimalne, gdyż brak jest obmurza, magazynującego ciepło (komora paleniskowa jest całkowice zamkniętą powierzchnią ogrzewalną); straty przy postoju kotła są niskie.

Właściwości kotła Graafena wskazują, że nadaje się on specjalnie dla ruchu o jednej zmianie robotników na dobę.




Rys. 1

Kocioł opromieniowany Graafena o wydajności pary 10 *t*/godz.

*a* — ruszt chłodzony,
*b* — komora paleniskowa,
*c* — górna powierzchnia ogrzewalna,
*d* — nieogrzewane rury opadowe,
*e* — miejsce połączenia rur rusztowych z walczakiem,
*f* — lej dla popiołu,
*g* — dwudzielny przegrzewacz,
*h* — podgrzewacz wody.

Na kilku wykonanych instalacjach stwierdzono, że tego rodzaju kotły o wydajności 7 do 10 *t*/godz. kosztują koło 6000 do 7000 *RM/t* i godz., gdy tymczasem obecnie koszt kotłów wodnorurkowych o tej samej wydajności wynosi 10000 do 12000 *RM/t* i godz.

W tablicy 1 zestawiono wymiary i wydajności kotła Graafena i kotła wodnorurkowego z sekcyjnemi komorami o mniej więcej równych wydajnościach [1]).

Jak widać z powyższej tablicy, kocioł opromieniowany Graafena potrzebuje tylko ~ 25% obmurza i ~ 42% powierzchni obmurowanej kotła normalnego, wskutek czego kotłownia, urządzenia do nawęglania i t. d. wypadają znacznie taniej.

Sprawność tego rodzaju kotłów otrzymana podczas kilku badań odbiorczych wyniosła 80 — 85% i straty postoju były bardzo niskie.

Możliwość spalania w tym kotle tańszych niepłukanych sortymentów węgla o dużej zawartości popiołu i niskie jego koszta ruchu powodują, że nowy ten rodzaj kotła spełnia wszystkie wymagania, jakie stawiane są instalacji kotłowej dla małych i średnich zakładów. Zainstalowane tego rodzaju kotły w kilku zakładach doświadczalnych w zagłębiu węglowem Zwickau (Niemcy), w okresie kilkoletniego ruchu, potwierdziły wszystkie ich zalety.

---

[1]) *Archiv für Wärmewirtschaft* Nr. 5, r. 1934.

[2]) *Technika Cieplna*, r. 1932, str. 11.

[1]) Por tabela 1, str. 149.

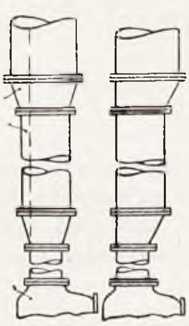
T A B L I C A 1.

| | Kocioł wodnorurkowy | Kocioł opromieniowany Graafena |
|---|---|---|
| Wydajność . . . . . . . . . . . . . . . . . *t/godz.* | 7,2 | 8,0 (7,2)[1] |
| Szerokość . . . . . . . . . . . . . . . . . . . *m* | 3,0 | 2,4 (2,16) |
| Wysokość . . . . . . . . . . . . . . . . . . . *m* | 9,5 | 4,8 (4,3) |
| Długość . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . *m* | 9,9 | 10,3 (9,3) |
| Powierzchnia zajmowana przez kocioł . . . . . $m^2$ | 29,7 | 24,7 (22,2) |
| Objętość obmurowana . . . . . . . . . . . . . $m^3$ | 280 | 131 (118) |
| Powierzchnia obmurza . . . . . . . . . . . . . $m^2$ | 275 | 147 (132) |
| Wydajność odniesiona do szerokości kotła . *t/m* i *godz.* | 2,4 | 3,33 |
| Wydajność odnies. do zajmowanej objętości *t/m*³ i *godz.* | 25,7 | 61 |

*A. W.*

## Przyczyna zmniejszenia wydajności pompy[1]).

Pompa odśrodkowa o wydajności 2250 *l/min* posiadała bardzo długi przewód ssący z żelaza lanego. Celem zmniejszenia tarcia przepływu zastosowano rurociąg o różnych średnicach 250, 200 i 150 *mm*. Początkowo do zmiany średnic rurociągu zostały użyte dwie stożkowe części, jak to wskazuje rys. 1.



Rys. 1 i 2

Zmiana przewodu zapobiegająca zmniejszeniu wydajności pompy.

Po uruchomieniu pompa tłoczyła pełną wydajność, która bez żadnego uszkodzenia w pompie w ciągu godziny spadła na 1000 do 1100 *l/min* Dopiero badanie wykazało, że w górnej części przewodu ssącego o średnicy 200 i 250 *mm* tworzyły się kieszenie powietrzne, które podczas pracy pompy działały hamująco i przez to wydajność tłoczenia spadła. Zamiana stożkowych części rurociągu na ekscentryczne, jak to wskazuje rys. 2, podniosła wydajność pompy do wartości początkowej.

*A. W.*

[1]) Die *Wärme* Nr. 28 r. 1934.

## Sprawdzanie przyrządów do mierzenia ilości przepływu[2]).

Do pomiarów ilości przepływu pary, gazu lub cieczy są stosowane przeważnie przyrządy, w których ilość przepływu wyznacza różnica ciśnień, jaka powstaje w miejscu zwężenia strumienia. Ta różnica ciśnień jest w określonym stosunku do ilości przepływu. Oznaczając $Q$—ilość przepływu, $H$—różnicę ciśnień wytworzoną przyrządem spiętrzającym (dysza lub kryza) i $C$ — stałą przyrządu pomiarowego, zależność między ilością przepływu i różnicą ciśnień wyraża równanie:

$$Q = C\sqrt{H}$$

Dla każdego przyrządu spiętrzającego znana jest największa ilość przepływu *(Q max)* i odpowiadająca temu przepływowi różnica ciśnień *(H max)*. Między temi wielkościami i dowolną (mniejszą od *Q max*) ilością przepływu zachodzi więc zależność:

$$\frac{Q}{Q\ max} = \frac{\sqrt{H}}{\sqrt{H\ max}}$$

gdzie $H$ — różnica ciśnienia odpowiadająca przepływowi $Q$.

Z równania tego można określić:

$$Q = \frac{Q\ max}{\sqrt{H\ max}} \cdot \sqrt{H}$$

[1]) Cyfry podane w nawiasach wyrażają wartości przeliczone na wydajność 7,2 *t/godz* kotła wodnorurkowego.

[2]) *Die Wärme* Nr 19, r. 1934.

Zwykle tylko *H max* podawane jest w *mm* sł. wody, natomiast już *H*—w *mm* sł. rtęci i w tym przypadku:

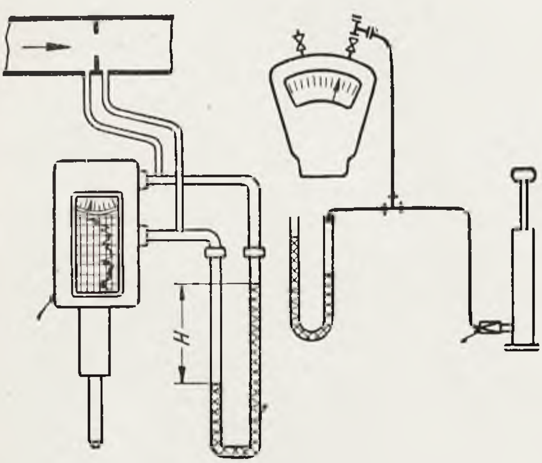
$$Q = \frac{Q\ max\ .\ \sqrt{H\ (mm\ \text{sł. rtęci})}}{\sqrt{\dfrac{H\ max\ (mm\ \text{sł. wody})}{13{,}6}}}$$

albo:

$$Q = \frac{Q\ max\ .\ \sqrt{13{,}6}}{\sqrt{H\ max\ (mm\ \text{sł. wody})}}\ .\ \sqrt{H\ (mm\ \text{sł. rtęci})} \quad (1)$$

Z równania (1) można obliczyć ilość przepływu, jeżeli w przewód włączona jest dysza lub kryza o znanych wartościach *H max* i *Q max*, mierząc różnicę cieśnień zapomocą dostosowanej do tego celu *U*--rurki napełnionej rtęcią.

Ten sposób jest najprostszym i najdokładniejszym pomiarem ilości przepływu i dlatego manometr różnicowy (*U* — rurka) nadaje się doskonale do sprawdzania dokładności wskazań wszelkiego rodzaju przyrządów pomiarowych, pracujących na zasadzie różnicy ciśnień, a więc np. gazomierzy i paromierzy samopiszących. Tego rodzaju sprawdzanie można wykonać w dwojaki sposób:




Rys. 1 i 2.

*Sprawdzanie przyrządu do mierzenia ilości przepływu bez wyłączania przyrządu z ruchu.* Równolegle do przyrządu, który ma być sprawdzony, włącza się manometr rtęciowy (*U* — rurkę), jak to wskazano na rys. 1, mierząc dla każdego przepływu różnicę słupków rtęci w dwuch ramionach *U* — rurki. Dla określonej różnicy ciśnień *H*, oblicza się ilość przepływu *Q*, którą można porównać z odczytaną ilością przepływu na sprawdzanym przyrządzie pomiarowym.

Do obliczenia ilości przepływu gazu miarodajne jest równanie (1), do pomiaru ilości pary lub wody równanie to jednak nie może mieć zastosowania. Przy pomiarze tych czynników znajduje się w *U*-rurce po jednej stronie większy o *Hmm* słup wody i dla tych przypadków zachodzi zależność:

$$p_1 + H\ .\ 1 = p_2 + H\ .\ 13{,}6$$

$$p_1 - p_2 = 12{,}6\ .\ H$$

Dlatego do pomiaru ilości pary i wody wyznacza się różnicę ciśnień w *mm* sł. wody, a więc zmierzoną różnicę słupków rtęci należy pomnożyć przez 12,6. Np. chcąc sprawdzić wskazania paromierza o *H max* = = 6000 *mm* sł. wody dla przepływu *Q max.*, różnica słupków rtęci w *U*-rurce wyniesie:

$$\frac{6000}{12{,}6} = 476\ mm$$

Ilość przepływu pary lub wody oblicza się z równania:

$$Q = \frac{Q\ max\ .\ \sqrt{12{,}6}}{\sqrt{H\ max\ (mm\ \text{sł. wody})}}\ .\ \sqrt{H\ (mm\ \text{sł. rtęci})} \quad (2)$$

Dla uproszczenia rachunku, w równaniach (1) i (2) wartości stałe wyraża sie jedną cyfrą, np.

1) Dany gazomierz o *Q max* = 60 $m^3$/*godz.* dla *H max* = 2000 *mm* sł. wody ma być sprawdzony monometrem różnicowym. Z równania (1) otrzymujemy:

$$Q = \frac{60\ .\ \sqrt{13{,}6}}{\sqrt{2000}}\ .\ \sqrt{H\ (mm\ \text{sł. rtęci})}$$

czyli:

$$Q\ (m^3/godz) = 4{,}947\ .\ \sqrt{H\ (mm\ \text{sł. rtęci})}$$

2) Dla paromierza o *Q max* = 5000 *kg/godz* i *H max* = 6000 *mm* sł. wody ma być wyznaczona jego dokładność wskazań zapomocą manometru różnicowego. Z równania (2) otrzymujemy:

$$Q = \frac{500\ .\ \sqrt{12{,}6}}{\sqrt{6000}}\ .\ \sqrt{H\ (mm\ \text{sł. rtęci})}$$

czyli:

$$Q\ (kg/godz.) = 229{,}129\ .\ \sqrt{H\ (mm\ \text{sł. rtęci}}$$

W obu przykładach, mając odczyty włączonego manometru różnicowego, bardzo szybko można wyliczyć dokładność wskazań przyrządów pomiarowych.

*Sprawdzanie wyłączonego z ruchu przyrządu do mierzenia ilości przepływu.* Korzystamy i w tym przypadku z różnicowego manometru, a mianowicie jedno ramię *U*-rurki łączymy przewodem gumowym z przy-

rządem pomiarowym i z małą pompką powietrzną, jak to wskazuje rys. (2).

Przez ostrożne wtłaczanie pompką powietrza, doprowadza się do wychylenia oba przyrządy pomiarowe. Następnie z równania (1) można obliczyć ilość przepływu, jaka odpowiada zmierzonej $U$ rurką wartości różnicy ciśnień $H$ i tą ilość przepływu porównać ze wskazaniem przyrządu pomiarowego. Również i dla tego przypadku można równanie (1) uprościć, jak w podanych wyżej przykładach, przez podstawienie stałych przyrządu.

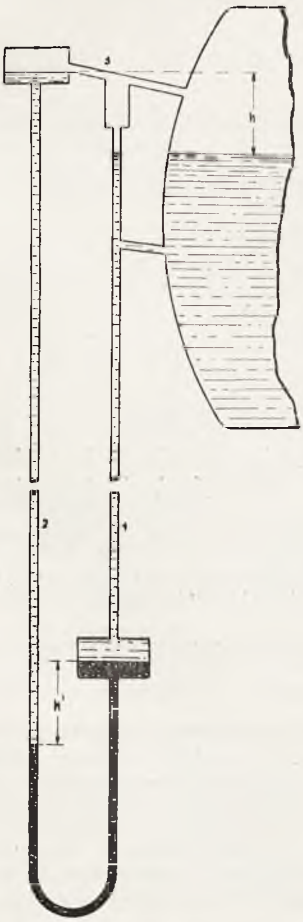
Należy zaznaczyć, że przyrządy do pomiaru ilości przepływu naogół są dostosowane tylko dla pewnego określonego ciśnienia i temperatury przepływającego czynnika. Niema to jednak żadnego znaczenia przy sprawdzaniu dokładności wskazań tych przyrządów, ponieważ sprawdzany przyrząd, jak i manometr różnicowy mierzą tylko różnicę ciśnień wywołaną zwężeniem strumienia przepływającego czynnika.

*A. W.*

# PRZEGLĄD WYTWÓRCZOŚCI

## Wodowskazy opuszczone.

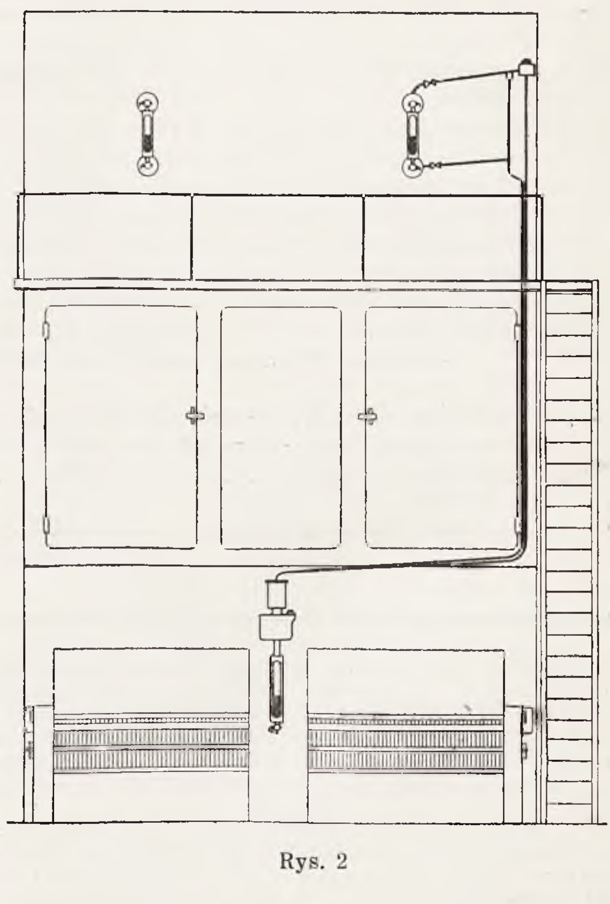
Zagadnienie to związane jest z wprowadzeniem kotłów wysokoprężnych. Nowoczesna kotłownia budowana jest zasadniczo w ten sposób, że popielniki



Rys. 1

znajdują się na pewnem podwyższeniu ponad poziomem, wysokie komory dla lepszego spalania i układ rur spowodowały, że walczaki znajdują się na wysokości od 6 — 18 metrów. Układ walczaków jest też różny, to też obserwacja stanu wody była utrudniona a czasami niemożliwa dla obsługi kotła. Stan ten zmuszał do przekazywania wskazań stanu wody na miejsce widoczne. Nie wszystkie mechaniczne czy też optyczne rozwiązania dały należyte rozwiązanie tego zagadnienia.

Wodowskaz **„Igema"**, posiada przyrząd wskaźnikowy, który służy do tego, aby uwidocznić palaczowi stan wody w kotle.



Rys. 2

Przenoszenie wskazań stanu wody odbywa się zapomocą wody kotła parowego, bez posiłkowania się jakimikolwiek środkami mechanicznemi, jak: łańcuszki,

pływaki, drążki, lub wreszcie urządzeniami elektrycznemi.

Układ połączeń podany jest na rysunku 1-ym. W zasadzie jest to rurka w formie „U“, której odnogi wchodzą do walczaka: jedna do części wodnej a druga do parowej. Na dole w rurce „U“ znajduje się płyn wskaźnikowy, ponad którym w obydwóch odnogach znajduje się woda: w rurce I-szej zapomocą bezpośredniego połączenia z wodą w walczaku, w drugiej zapomocą tworzących się z pary skroplin. Jeżeli stan wody, w kotle opada, to płyn wskaźnikowy posuwa się z odnogi II-ej do I-ej dopóty, dopóki nie powróci stan równowagi. Stan ten jest osiągnięty, o ile różnice między poziomem płynu i poziomem wody przy walczaku są jednakowe t. j o ile $h = h'$. Równość tę osiąga się przez zastosowanie płynu o ciężarze właściwym dwa razy większym od ciężaru właściwego, znajdującej się nad nim wody. Montaż aparatu odbywa się zapomocą odgałęzień, które winny się znajdować między króćcami walczaka i kołnierzami normalnego wodowskazu. Stamtąd przeprowadza się rurki do skraplacza wzgl. do aparatu wskaźnikowego, który może być umieszczony na dowolnem miejscu.

Na rys. 2-im podany jest układ montażowy z którego widać, że rurki winny być prowadzone z małym spadkiem.

Nierozpuszczający się w wodzie płyn wskaźnikowy umieszczony jest w aparacie wskaźnikowym, wykonanym z bronzu i tak zbudowanym, że wskazania jego odpowiadają wskazaniom aparatów refleksyjnych t. j., woda, w danym wypadku płyn wskaźnikowy, wydaje się ciemną, a para w danym wypadku woda — jasną. Aby uniknąć przedostania się mułu z kotła przez rurkę I-ą do aparatu wskaźnikowego, pomiędzy rurkami istnieje połączenie pomocnicze, do którego spływają skropliny. Skraplacz i rurka połączeniowa są tak obliczone, że nawet przy najwyższym poziomie wody w kotle więcej dopływa skroplin z góry aniżeli wody z kotła. W ten sposób powstaje prąd powrotny skroplin, który utrzymuje przewody a nawet wodowskaz bez mułu. Wskaźnik wody ma długie szkło, co umożliwia nawet podczas ruchu ze słabem obciążeniem, przy którym kocioł można nieco wyżej napełnić, dobre obserwowanie stanu wody. Wtedy kocioł pozwala na duży i nagły odbiór z niego pary.

Konstrukcja tego typu zapewnia całkowite bezpieczeństwo pracy kotła.




TREŚĆ: *M. T. Huber*, prof. dr. Obliczenie wytrzymałościowe płomienic kotłów parowych o przekroju eliptycznym. — *E. Wolniewicz*, inż. i *A. E. Sierzputowski*, inż. O nowoczesnych sposobach pomiaru temperatury. — KRONIKA TECHNICZNA: *Ig. Gr.* Wyniki próby zastosowania prądu elektrycznego do wytwarzania pary w kotle płomieniówkowym. — *Ig. Gr.* Czyszczenie kotłów strumieniem piasku. — *A. W.* Wirujący podgrzewacz wody. — *A. W.* Ekonomiczne małe kotły. — *A. W.* Przyczyna zmniejszenia się wydajności pompy. — *A. W.* Sprawdzanie przyrządów do mierzenia ilości przepływu. — PRZEGLĄD WYTWÓRCZOŚCI: Wodowskazy opuszczone.

SOMMAIRE: *M. T. Huber*, proff. dr. La calcul de resistance des tubes elliptiques des chaudières à vapeur.— *E. Wolniewicz*, ing. et *A. E. Sierzputowski*, ing. Les metodes contemporaines du mesurement de la temperature. — CHRONIQUE: *Ig. Gr.* Le chauffage électrique des chaudières. — *Ig. Gr.* Le nettoyage des chaudières au moyen de la sable. — *A. W.* Un rechauffeur d'eau à motion tournante. — *A. W.* Petites chaudières economiques. — *A. W.* La cause du mauvais rendement de la pompe. — *A. W.* Le contrôle des appareils pour mesurer la quantité d'écoulement. — NOUVEAUX APPAREILS: Indicateurs de niveau d'eau.